

Simulación numérica del ciclo operativo de un motor de encendido provocado

Jesús Morea-Roy, Mariano Muñoz y Francisco Moreno

Departamento de Ingeniería Mecánica
Centro Politécnico Superior
María de Luna 3, 50015 Zaragoza, España
Tel.: 34-976-761 863, Fax: 34-976-732 078
email:jmorea@posta.unizar.es

Resumen

El presente código plantea un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que permite calcular la presión y temperaturas instantáneas de la mezcla de gases contenidos en el interior del cilindro de un motor de encendido provocado en función del tiempo. Para ello se emplea un modelo multizona que incluye fenómenos de pérdida de masa a través de segmentos, renovación de la carga, transferencia de calor, análisis de la composición de los gases, así como sus propiedades termodinámicas y de transporte. Finalmente se presentan resultados y su comparación con datos obtenidos experimentalmente.

NUMERICAL SIMULATION OF A SPARK IGNITION ENGINE OPERATING CYCLE

Summary

This numerical code uses a system of ordinary differential equations to solve instantaneous pressure and temperatures of the gas mixture contained in the cylinder of a spark ignition engine as a function of time. A multizone model is employed. This model analyzes blowby, gas exchange processes, heat transfer, gases composition and also, thermodynamic and transport properties. Numerical results are presented and contrasted with experimental data.

INTRODUCCIÓN

El estudio, modelado y posterior simulación del ciclo operativo de un motor de encendido provocado (MEP) se puede abordar por diferentes métodos, los cuales clasificamos en dos grupos principales¹²: fluidodinámicos y termodinámicos, dependiendo de la resolución espacio-temporal del campo de flujo. El código numérico que aquí se presenta se basa en un modelo termodinámico multizona que consiste principalmente en resolver las ecuaciones de conservación de estado, la masa y el primer principio de la termodinámica aplicada a cada una de las zonas en que se divide la mezcla de gases contenida dentro del cilindro de un MEP. De este modo se obtiene un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que permiten obtener la presión, temperatura, composición de los gases, etc., en función del ángulo girado por el cigüeñal (tiempo).

FORMULACIÓN Y DESCRIPCIÓN FÍSICA

La evolución del fluido contenido dentro del cilindro se puede dividir en diferentes procesos: admisión, compresión, combustión, expansión y escape⁶. Durante los procesos de admisión y compresión la masa de gases contenida dentro del cilindro está formada por aire más combustible y gases residuales y reciclados de escape (zona u). Durante los procesos de expansión y escape el fluido contenido dentro del cilindro está compuesto por los productos de combustión de la mezcla anterior (zona b). Durante el proceso de combustión (Figura 1) la masa contenida dentro del cilindro se puede considerar dividida en dos zonas, una de no quemados y otra de quemados o productos de combustión obtenidos de la zonas anteriores (u y b) separadas por un frente de llama.

Figura 1. Esquema de las zonas en un MEP durante el proceso de combustión: u zona no quemada, b zona quemada, W trabajo, Q flujo de calor transferido hacia las paredes (pistón, camisas y culata)

La evolución de la presión, volumen, temperaturas, emisiones contaminantes (NO_x , CO , CO_2 , etc.), propiedades termodinámicas (c_p , c_v , b , u) y propiedades de transporte (k , μ) en función del tiempo se obtienen al resolver el sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias formado por la ecuación de estado (1), conservación de la masa (2) y primer principio de la termodinámica (3) al sistema abierto que forma el gas contenido dentro del cilindro⁶.

Ecuación de estado

$$p_i = p(\rho_i, T_i) \quad (1)$$

Ecuación de conservación de la masa

$$\dot{m}_i = \sum_j \dot{m}_{j,i} \quad (2)$$

Primer principio de la termodinámica

$$\delta \dot{Q}_i - \delta \dot{W}_i + \sum_j h_{j,i} d\dot{m}_{j,i} = \frac{dU_i}{dt} \quad (3)$$

Por otro lado^{2,4}, el sistema se puede caracterizar en todo momento por la presión p , temperatura T y dosado relativo Φ , lo que hace que la energía interna específica u , entalpía específica h y la constante R de los gases en cada zona se puedan expresar como (4)

$$R = R(p, T, \Phi) \quad h = h(p, T, \Phi) \quad u = u(p, T, \Phi) \quad (4)$$

de modo que la variación con respecto al tiempo de cualquiera de las variables de la expresión (3) es

$$\dot{\alpha} = \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \Phi} \right)_{p,T} \frac{d\Phi}{dt} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial p} \right)_{\Phi,T} \frac{dp}{dt} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T} \right)_{p,\Phi} \frac{dT}{dt} \quad (5)$$

Las ecuaciones (1) a (5) dan lugar al sistema de ecuaciones dado por (6) para la presión y la temperatura en cada una de las zonas

$$\frac{dp}{dt} = p(t, p, T_u, T_b, \Phi) \quad \frac{dT_u}{dt} = T(t, p, T_u, T_b, \Phi) \quad \frac{dT_b}{dt} = T(t, p, T_u, T_b, \Phi) \quad (6)$$

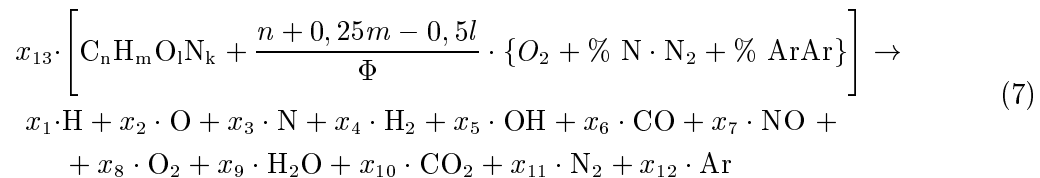
ESTRUCTURA DEL MODELO

La resolución del sistema (6) exige que se calcule en cada paso de integración la composición de la mezcla (fracciones molares), propiedades termodinámicas y de transporte, pérdidas por calor, variación de masa al sistema y la variación geométrica del sistema (variación de volumen debido al movimiento del pistón) para así poder evaluar las ecuaciones (1) a (5).

Composición de la mezcla

El conocimiento de las fracciones molares de cada uno de los gases que forman la mezcla contenida en el cilindro es necesario para calcular las propiedades termodinámicas y de transporte de la misma. Además, a la hora de calcular la composición debe diferenciarse entre la mezcla no quemada (mezcla aire más combustible más gases residuales y reciclados de escape) y la mezcla quemada (productos de combustión de la mezcla anterior), ya que según el proceso en que se encuentra el motor se va a tener una composición u otra.

El cálculo de los productos de combustión⁹ se obtiene considerando que éstos se encuentran en equilibrio termodinámico (7) junto con la ecuación¹² que rige la cinética de formación de NO (8).



$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left[1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_e} \right)^2 \right]}{\frac{1+R_1}{R_2+R_3} \frac{[NO]}{[NO]_e}} \quad (8)$$

Para la resolución de las expresiones (7) y (8) se considera además de las ecuaciones de balance atómico para cada elemento, siete ecuaciones de equilibrio químico, lo que da lugar a un sistema de ecuaciones no lineal 13×13 . La resolución de este sistema permite obtener las fracciones molares de los productos de combustión en equilibrio. Seguidamente se resuelve la ecuación (8) para obtener la verdadera concentración de NO y nuevamente se resuelve el sistema de ecuaciones de la expresión (7), siendo la concentración de NO un dato conocido.

Por otro lado, las fracciones molares de los gases que forman una mezcla de aire más combustible se pueden obtener a partir de Ferguson³.

Propiedades termodinámicas

Las propiedades termodinámicas de la mezcla de gases se obtienen a partir de la expresión (9), donde Z es cualquier propiedad termodinámica (h, u, R, c_p, c_v , etc.).

$$Z = \sum_i x_i(p, T, \Phi) z_i(T) \quad (9)$$

El modelo de cálculo de propiedades $w_i(T)$ está basado en curvas polinomiales^{5,6} del tipo de la expresión (10) que fijan las propiedades termodinámicas para cada gas en función de la temperatura.

$$w_i(T) = A_{1,i} + A_{2,i}T + A_{3,i}T^2 \quad (10)$$

Propiedades de transporte

Las propiedades de transporte juegan un papel importante en los fenómenos de transferencia de masa, de calor y de momento de una parte a otra del sistema. Ello hace que se deben evaluar la viscosidad μ (11) y la conductividad térmica k (12) de la mezcla de gases¹³.

$$\mu = \sum_i \frac{\mu_i x_i}{\sum_j x_j \Psi_{ij}} \quad (11)$$

$$k = \sum_i \frac{k_i x_i}{\sum_j x_j \varphi_{ij}} \quad (12)$$

Transferencia de calor

La transferencia de calor influye de gran manera en la evolución del fluido dentro del cilindro del motor. La transferencia de calor puede ser convectiva y radiativa y se da entre la mezcla de gases y las paredes interiores de la cámara de combustión, pistón y camisas del cilindro (Figura 1).

Para calcular la transferencia de calor mediante convección se considera un coeficiente convectivo h_c promediado superficialmente siendo diferente para cada zona¹¹. Se consideran diversas correlaciones^{3,4,8} semiempíricas para calcular el coeficiente convectivo h_c . Todas ellas se basan en la expresión (13)

$$\left(\frac{h_c L}{k} \right) = C \left(\frac{p v L}{\mu} \right)^m \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^n \quad (13)$$

El cálculo de la transferencia de calor radioactiva sólo se considera en la zona de quemados durante los procesos de combustión y escape. Para el cálculo de la misma se emplean correlaciones de la forma de (14)

$$\frac{\partial q}{\partial t \text{ radiación}} = C\sigma(T_r^4 - T_w^4) \quad (14)$$

Flujos másicos

Los flujos másicos que se consideran en un MEP son los asociados al proceso de renovación de la carga (entrada y salida de masa por las válvulas de admisión y escape hacia los colectores) y el flujo de masa asociado a las pérdidas por blowby (fugas de masa desde el cilindro al cárter). En este último se puede considerar³ que el flujo de masa tiene lugar siempre en dirección del cilindro al cárter y que es proporcional a la masa contenida en el cilindro (15).

$$\frac{\partial m}{\partial t} = - \left(\frac{Cm}{\omega} \right) \quad (15)$$

Para el cálculo de flujo de masa a través de las válvulas de admisión y escape se puede considerar un modelo cuasiestacionario¹⁴ (16), o bien aplicar las ecuaciones de Navier-Stokes (flujo compresible no estacionario) a los colectores de admisión y escape aplicando el método de las características¹⁵ a las válvulas y extremos del colector para obtener las condiciones de contorno que relacionan la presión y temperatura en el interior del cilindro y los colectores. La resolución al nuevo sistema se puede realizar aplicando un método de resolución implícito simétrico TVD^{16,16}. Para el modelo cuasiestacionario el flujo instantáneo a través de las válvulas se calcula suponiendo que éstas se comportan como un orificio con una sección equivalente de flujo.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{C_d A_r p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad \text{si } \frac{p_t}{p_0} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \dot{m} &= \frac{C_d A_r p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \text{si } \frac{p_t}{p_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{aligned} \quad (16)$$

Leyes de combustión

El proceso de combustión se caracteriza mediante leyes empíricas¹ que se han ajustado experimentalmente a partir del análisis de diagramas presión-volumen obtenidos experimentalmente. Estas leyes permiten conocer en cada instante la fracción de mezcla fresca que ha reaccionado con el aire pasando a productos de combustión. Las leyes son de la forma de (17) donde se deben de ajustar los parámetros a y m .

$$\frac{m_b}{m} = 1 - \exp[-a\Theta^{m+1}] \quad (17)$$

El parámetro a constituye un indicador del grado de combustión, mientras que el parámetro m da idea de como y cuando se libera la energía. El parámetro adimensional Θ tiene en cuenta el inicio, fin e instante de la combustión.

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Para la integración del sistema (6) se utiliza un método predictor-corrector. En la Figura 2 se ha representado el esquema seguido en la integración entre dos instantes, inicial y final separados por un intervalo de tiempo dt .

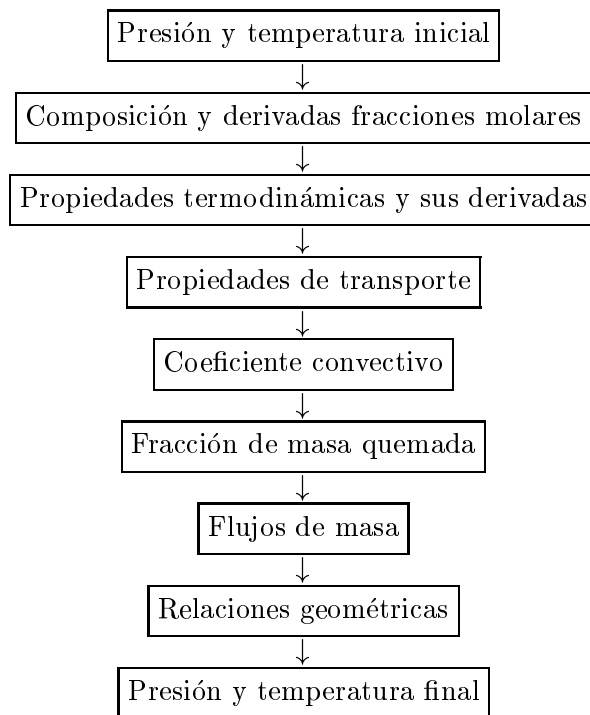


Figura 2. Diagrama de flujo para el cálculo en el cilindro

En primer lugar se debe calcular la composición y las derivadas de las fracciones molares de la mezcla de gases con respecto a p , T , y Φ . Conocidos estos valores, se deben evaluar las propiedades termodinámicas y de transporte y las derivadas de las propiedades termodinámicas con respecto a p , T , y Φ . A continuación se evalúa la transferencia de calor convectiva y radiativa entre la mezcla de gases y la cabeza del pistón, culata y camisas del cilindro. En caso de que exista combustión se debe calcular la cantidad de masa quemada y no quemada a partir de la expresión (17). Finalmente se debe evaluar la variación de masa del sistema debida al flujo de masa a través de las válvulas (método de resolución de flujo compresible no estacionario), la debida a pérdidas por blowby y la variación de volumen del sistema debida al desplazamiento del pistón.

RESULTADOS

Contraste experimental

El estudio experimental⁷ se ha realizado en el Laboratorio de Motores (LAM) del Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza. Se ha ensayado un MEP monocilíndrico de 238,24 cm³ con una relación de compresión 6,23 girando a 3000 revoluciones por minuto. Las Figuras 3 y 4 muestran la evolución de la presión dentro del cilindro y la evolución de la fracción de masa quemada respectivamente.

Figura 3. Evolución de la presión en el interior del cilindro de un MEP

Figura 4. Evolución de la fracción de masa quemada en el interior del cilindro de un MEP

En la Tabla I se comparan los valores de presión computacionales y experimentales para diferentes ángulos θ durante los procesos de compresión ($220 < \theta < 352$), combustión ($220 < \theta < 409$) y expansión ($352 < \theta < 503$). Durante el proceso de compresión el modelo se comporta muy bien dando una desviación del 0,2 %. Durante el proceso de combustión el modelo predice unos valores de presión inferiores a los datos experimentales debido a que la ley de combustión (17) ajustada quema masa inicialmente a un ritmo menor (Figura 4). Durante la expansión, la curva experimental y la obtenida con el modelo evolucionan de forma paralela, manteniéndose la desviación debida al proceso de combustión.

Aplicación del modelo

Las Figuras 5, 6 y 7 muestran la evolución de la concentración de NO en partes por millón obtenida por el modelo cuando se aplican diferentes técnicas de reducción de emisiones¹⁰ (aumentar la fracción de gases reciclados de escape, retrasar el salto de la chispa en la bujía, refrigerar más el motor) a la simulación. Los resultados muestran que conforme aumenta la fracción de gases reciclados de escape, se retrasa el inicio de la combustión o se aumenta la transferencia de calor de los gases al motor, las emisiones contaminantes de NO disminuyen.

Ángulo (Grados)	Experimental Presión (kPa)	Modelo Presión (kPa)	Desvío Relativo (%)
250	142,749	142,840	- 0,06
300	335,605	336,277	- 0,2
350	1123,556	1127,068	- 0,31
400	2322,956	2197,276	5,41
450	821,012	775,856	5,52
500	484,853	458,840	5,53

Tabla I. Comapración de presiones obtenidas experimentalmente y mediante simulación

Figura 5. Concentración de NO en partes por millón frente a la fracción de gases residuales y reciclados de escape

Figura 6. Concentración de NO en partes por millón frente al ángulo de salto de la chispa en la bujía

Figura 7. Concentración de NO en partes por millón frente a la temperatura de la culata

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un modelo termodinámico multizona que permite calcular la presión y temperaturas instantáneas en el interior del cilindro de un MEP. Además permite obtener la concentración de los productos de combustión, propiedades termodinámicas y de transporte de las masas de gases, flujos de masa y transferencia de calor. El modelo ha sido validado por contraste de datos obtenidos experimentalmente en laboratorio. Asimismo el modelo permite realizar estudios paramétricos y de diseño.

REFERENCIAS

- 1 A. Amann, "Cylinder-pressure measurement and its use in engine research", *SAE Technical Paper Series 852067*, (1985).
- 2 R. Carreras, A. Comas y A. Calvo "Motores de combustión interna. Fundamentos", Ediciones UPC, (1993).
- 3 C.R. Ferguson, "Internal combustion engines", John Wiley & Sons, (1986).
- 4 J.H. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill International Editions, (1988).
- 5 JANAF, "Thermochemical tables", Second Edition, National Standard Reference Data System, (1971).
- 6 J.F. Morea-Roy, "Modelado y simulación del ciclo operativo de motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos", Proyecto fin de carrera, Departamento de Ingeniería Mecánica, (1995).
- 7 M. Muñoz, F. Moreno, E. Rubio y O. Collazo, "Método experimental para la obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna alternativos (MCIA)", *Anales del XI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, Vol. 2, pp. 419–426, (1994).
- 8 M. Muñoz y F. Payri, "Motores de combustión interna alternativos", Tercera Edición, Sección de Publicaciones de ETSII, Fundación General-UPM, (1989).
- 9 C. Olikara y G.L. Borman, "A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to i.c. engines", *SAE Technical Paper Series 750468*, (1975).
- 10 D.J. Patteerson y N.A. Henein, "Emission for combustion engines and their control", Eight Edition, Ann Arbor Science Publishers Inc, (1980).
- 11 H. Pucher, "Internal combustion engine cycle simulation methods and engine development", *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, Vol. II, pp. 4123–142, (1986).
- 12 J.I. Ramos, "Internal combustion engine modeling", Hemisphere Publishing Corporation, (1989).
- 13 R.C. Reid, J.M. Prausmmitz y B.E. Poling, "The properties of gases and liquids", Fourth Edition, McGraw-Hill Book Company, (1987).
- 14 M. Reyes, "Modelos cuasiestacionarios", CEC COMET Programme, Curso: Procesos de renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos, Universidad apolitécnica de Valencia, (1993).
- 15 H.C. Yee, "Numerical approximation of boundary conditions with applications to inviscid equations of gas dynamics", *NASA Technical Memorandum 811265*, (1981).

- 16 H.C. Yee, “Linearised form of implicit TVD schemes for the multidimensional Euler and Navier-Stokes equation”, *Comps. and Maths. with Appls.*, Vol. **12A**, pp. 413–432, (1986).
- 17 H.C. Yee, “Implicit TVD schemes for hyperbolic conservation laws in curvilinear coordinates”, *AIAA Journal*, Vol. **25**, pp. 266–274, (1987).